

виконувати певні обумовлені дії при появі одних сигналів світлофора або не здійснювати їх при появі інших. При цьому він теоретично може допускатися помилки двох типів:

помилки непомічання, коли машиніст не зреагував на появу сигналу;

помилки хибної тривоги, коли машиніст здійснює дії, не передбачені умовами експерименту.

Реструється час до появи першої помилки непомічання, час до появи першої помилки хибної тривоги і час до появи будь-якої з цих помилок. Попередні результати такого тестування показали досить високий рівень уваги та координованість дій машиністів локомотивів. Отримані в ході експерименту дані можна використати як базові нормативи надійності операторів залізничного транспорту.

1. Аналіз стану безпеки руху поїздів у локомотивному господарстві України за дев'ять місяців 2002 року і заходи, які необхідно вжити: Нормативне виробничо-практичне видання. – К.: Транспорт України, 2002. – 32 с.

2. Мейстер Д. Роль факторов инженерной психологии в обеспечении надежности. // Справочник по надежности. – М.: Мир, 1969.

Отримано 14.01.2003

УДК 629.421.067.4

В.Е.ГАЙДУКОВ, Н.В.ХВОРОСТ, кандидаты техн. наук,
А.Н.ЗАДОРЖНЫЙ

Харьковская государственная академия городского хозяйства

ВЛИЯНИЕ КРИВЫХ МАЛОГО РАДИУСА НА СИЛУ СЦЕПЛЕНИЯ

Рассматривается изменение сил сцепления подвижного состава при движении в кривых малого радиуса.

На железных дорогах минимальный радиус кривой принят равным 120 м, на городском электрическом транспорте он составляет 20 м.

На Харьковском метрополитене минимальные радиусы на главном и вспомогательном ходах равны соответственно 300 и 100 м, минимальный радиус на стрелочных переводах – 57 м [1].

При движении в кривой одно колесо колесной пары боксует, а второе юзит. При этом коэффициент сцепления обеих колесных пар снижается.

При движении тепловоза или электровоза в кривой расчетный коэффициент сцепления рассчитают по формуле

$$\Psi_{K(KP)} = \Psi_K \cdot \frac{250 + 1,55 \cdot R_{KP}}{500 + 1,1 \cdot R_{KP}}, \quad (1)$$

где $\Psi_{K(KP)}$ – максимальное расчетное значение коэффициента сцепления в кривой малого радиуса; R_{KP} – радиус кривой, м.

Применительно к городскому электрическому транспорту такой зависимости не выявлено, хотя она представляет практический интерес. Ниже приведены данные для определения снижения коэффициента сцепления подвижного состава при движении в кривой малого радиуса.

На рис.1 показана схема трамвайной колеи в кривой.

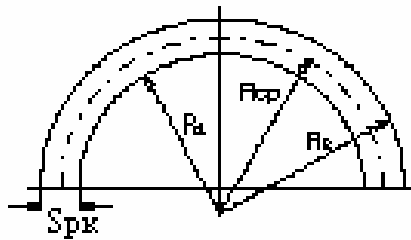


Рис.1 – Схема трамвайной колеи в кривой

Кривую любого радиуса можно выразить через различие диаметров бандажей колес по кругам катания, используя выражение

$$\Delta D = \frac{S_{PK} \cdot D}{R_{KP}}, \quad (2)$$

где S_{PK} – ширина рельсовой колеи; D – диаметр бандажа; R_{KP} – радиус кривой.

Относительная скорость избыточного скольжения, обусловленная кривой, может быть определена для внешнего и внутреннего колес из зависимости

$$\alpha_{1K} = \alpha_{2K} = \frac{0,5 \cdot \Delta D}{D \pm \Delta D} \cdot 100\% . \quad (3)$$

Здесь α_{1K} , α_{2K} – относительная скорость скольжения левого и правого колес.

Задаваясь рядом значений относительной скорости избыточного скольжения для режима тяги или торможения, определим для них по характеристике сцепления (рис.2) относительную силу тяги K_{Hi} .

Затем найдем реальные значения относительной скорости избыточного скольжения левого и правого колес в виде

$$\alpha_{1C} = \alpha_{2C} = \alpha \pm \alpha_{1KP}, \quad (4)$$

где α – заданные значения относительной скорости избыточного скольжения (принимает $\alpha=0,5; 1; 1,5; 2$).

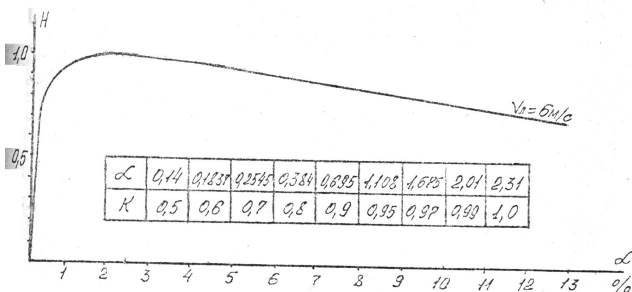


Рис.2 – Характеристика сцепления

Используя расчетные значения реальных относительных скоростей избыточных скольжений по характеристике сцепления, устанавливаем относительные силы тяги левого и правого колес, а также их сумму.

Учитывая, что тангенциальная составляющая силы тяги равна произведению суммы относительных сил тяги колесной пары на косинус угла конусности бандажа, тангенциальная сила тяги колесной пары будет равна

$$K_T = \sum K \cdot \cos \gamma. \quad (5)$$

Угол конусности бандажа колесной пары определяем из соотношения

$$\gamma = \arctg \frac{\Delta R}{\Delta S_{КП}}, \quad (6)$$

где ΔR – разность радиусов колес по кругам катания; $S_{КП}$ – ширина базы колесной пары.

На рис.3 приведены зависимости коэффициента снижения силы тяги в кривой для кривых радиусом $R=20;50;120;150;230;300$ и 500 м.

Следует помнить, что коэффициент сцепления колеса с рельсом уменьшается с ростом скорости движения. Учесть влияние изменения характеристики сцепления от скорости движения можно жесткостью характеристики, приведенной на рис.4.

Проведенные теоретические исследования показали, что кривые практически любого радиуса снижают реализацию предельно возмож-

НЫХ СИЛ ТЯГИ.

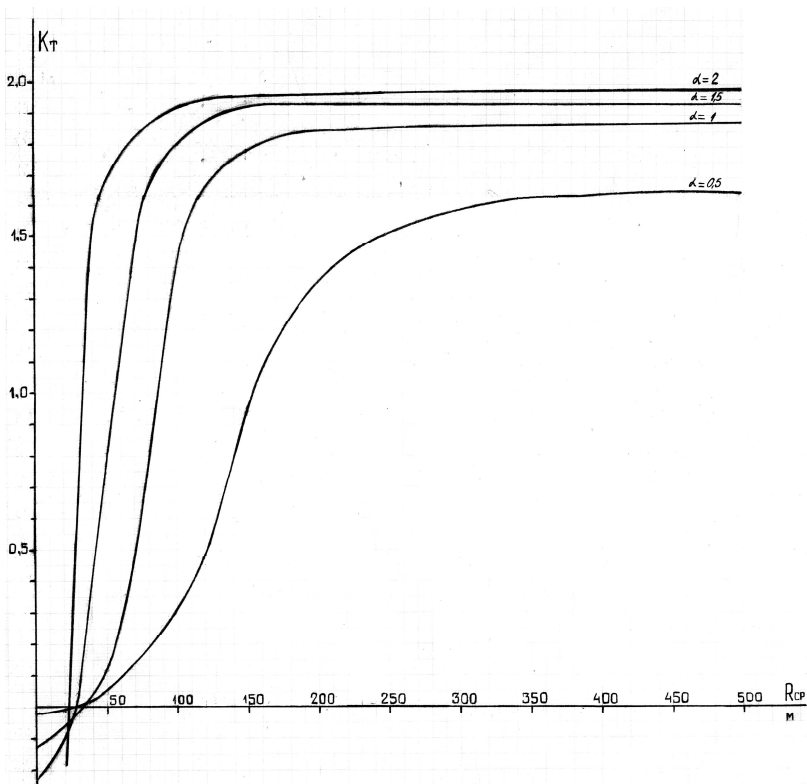


Рис.3 – Зависимость коэффициента снижения силы тяги в кривой

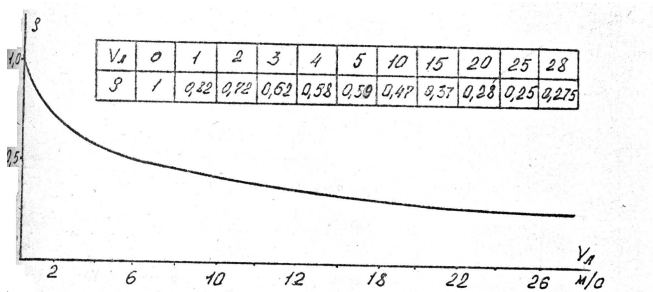


Рис. 4 – Жесткость характеристики сцепления

Реальная скорость избыточного скольжения колесной пары не может превышать значение 0,4, при этом предельная реализуемая сила тяги не сможет превысить 0,8 от величины реализуемой силы тяги на чистых рельсах.

При превышении силой тяги этой величины неизбежен юз или боксование, что и наблюдается в условиях рядовой эксплуатации.

1. СНиП П-40-80 гл. II "Нормы проектирования метрополитена".

Получено 15.01.2003

УДК 629.463.65

Р.І.ВІЗНЯК

Українська державна академія залізничного транспорту, м.Харків

РОЗРОБКА МЕТОДУ ОЦІНКИ НАПРУЖЕНОГО СТАНУ КУЗОВА ПІВВАГОНА ПРИ РОЗВАНТАЖЕННІ ПІДВІСНИМ ВАГОНОПЕРЕКИДАЧЕМ

З метою збереження кузовів піввагонів (ПВ) запропонована нова технологія розвантаження шляхом застосування вагоноперекидачів підвісного типу. Визначено активні й реактивні сили, що діють на несучу конструкцію без захисту бокової стіни під час перевалки сипучих вантажів.

У даний час існує кілька технологій вивантаження з ПВ сипучих вантажів. Однак кожний з них характеризується рядом недоліків у відношенні збереження рухомого складу. Часті пошкодження, викликані застосуванням роторних вагоноперекидачів, грейферних захоплень, вібраційних машин, створюють гостру проблему зниження показників надійності цього типу вагонів і систематичних відрахувань коштів на ремонтні операції

Найбільш інтенсивно ПВ використовуються в морських і річкових портах, де перевалка сипучих вантажів супроводжується великою імовірністю пошкоджень несучої конструкції кузовів у процесі взаємодії з робочими органами вантажно-розвантажувальних машин.

У зв'язку з актуальністю цієї проблеми кафедрами «Вагони» і «СППРМ» УкрДАЗТ розроблена нова технологія вивантаження з ПВ сипучих вантажів із застосуванням альтернативної розвантажувальної техніки – вагоноперекидачів підвісного типу (ВПТ), конструктивні особливості і принцип роботи яких подані у [1, 2]. Паралельно разом з кафедрою «Будівельна механіка» проведена дослідна робота з оцінки міцнісних характеристик конструкції кузова ПВ при взаємодії з розвантажувальним устаткуванням.

Механічна система ПВ – ВПТ складається з кузова ПВ – 1, звільненого від ходових частин, розвантажувальної траверси з укріпленими